

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2004 年 10 月 7 日 (07.10.2004)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 2004/085858 A1

(51) 国際特許分類<sup>7</sup>: F15B 15/14, F01L 9/02, F02D 13/02

市 保土ヶ谷区常盤台 79 番 5 号 横浜国立大学共同研究  
推進センター内 Kanagawa (JP).

(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/016035

(72) 発明者; および

(22) 国際出願日: 2003 年 12 月 15 日 (15.12.2003)

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 田中 裕久  
(TANAKA, Hirohisa) [JP/JP]; 〒152-0033 東京都 目黒  
区 大岡山 1 丁目 1 5 番地 3 号 Tokyo (JP).

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(74) 代理人: 山口 巖, 外 (YAMAGUCHI, Iwao et al.); 〒  
141-0022 東京都 品川区 東五反田 2 丁目 3 番 2 号 山  
口国際特許事務所内 Tokyo (JP).

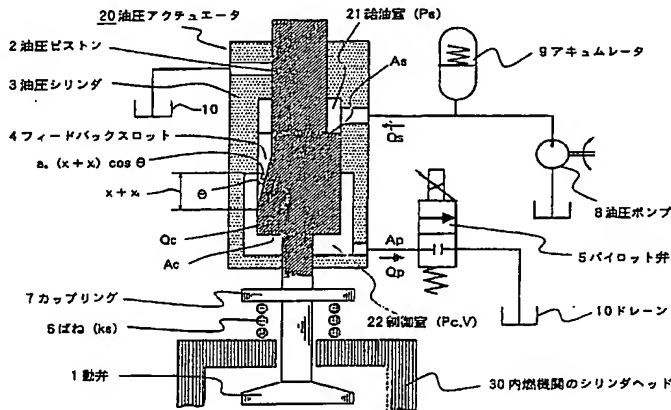
(30) 優先権データ:  
特願 2003-80100 2003 年 3 月 24 日 (24.03.2003) JP

(81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB,  
BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK,  
DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU,  
ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS,  
LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI,

[続葉有]

(54) Title: VARIABLE VALVE SYSTEM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND HYDRAULIC ACTUATOR

(54) 発明の名称: 内熱機関の可変動弁装置および油圧アクチュエータ



- 1... VALVE
- 2... HYDRAULIC PISTON
- 3... HYDRAULIC CYLINDER
- 4... FEEDBACK SLOT
- 5... PILOT VALVE
- 6... SPRING (ks)
- 7... COUPLING
- 8... HYDRAULIC PUMP
- 9... ACCUMULATOR
- 10... DRAIN
- 20... HYDRAULIC ACTUATOR
- 21... OIL SUPPLY CHAMBER (Ps)
- 22... CONTROL CHAMBER (Pc, V)
- 30... CYLINDER HEAD OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57) Abstract: A variable valve system of an internal combustion engine, a method of controlling the variable valve system, and a hydraulic actuator, the hydraulic actuator comprising a hydraulic piston, a hydraulic cylinder, and a hydraulic source, wherein the hydraulic piston has a larger pressure receiving area on the control chamber side of the hydraulic cylinder than on the oil supply chamber side thereof and a slot, in the outer peripheral part thereof, axially passed from the oil supply chamber side to the control chamber side and having a groove sectional area axially varying according to the axial displacement of the hydraulic piston, a control chamber has a pilot valve, the opening and closing of the valves such as the suction and exhaust valves of the internal combustion engine are performed by the hydraulic actuator through a coupling and a valve spring, and the opening/closing timings, opening/closing times, and lift amounts of the valves are variably controlled, whereby the variable valve system of the internal combustion engine capable of eliminating cams and sensors, reducing a power consumption, increasing a response speed, and smoothly controlling a seating speed, the method for controlling the variable valve system, and the hydraulic

actuator can be provided.

(57) 要約: 油圧ピストンと油圧シリンダーと油圧源とを備え、油圧ピストンは、油圧シリンダーの給油室側に対して制御室側が大きな受圧面積を有する油圧アクチュエータにおいて、

[続葉有]



NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

規則4.17に規定する申立て:

- USのための発明者である旨の申立て (規則4.17(iv))

添付公開書類:

- 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

油圧ピストンは、その外周部に、給油室側から制御室側に対して軸方向に連通してなり、かつ油圧ピストンの軸方向変位に応じて軸方向の溝断面積が変化するスロットを備え、さらに制御室はパイロット弁を備えるものとし、内燃機関の吸排気弁等の動弁の開閉を、カップリングおよび動弁用のばねを介して、前記油圧アクチュエータにより行ない、動弁の開閉タイミング、開閉時間、リフト量等を可変制御することにより、カムレスかつセンサレスであって、消費動力の低減と応答速度の向上、並びにスムーズな着座速度制御を可能とした内燃機関の可変動弁装置とその制御方法および油圧アクチュエータを提供することができる。

7/pv

## 明細書

内燃機関の可変動弁装置とその制御方法および油圧アクチュエータ

## 技術分野

- 5      この発明は、油圧アクチュエータ、および内燃機関の吸気弁または排気弁等の動弁の開閉を、前記油圧アクチュエータにより行なう内燃機関の可変動弁装置とその制御方法に関する。

## 背景技術

- 10      上記油圧アクチュエータは、工作機械等の一般産業用に用いられる他、内燃機関の吸排気弁の駆動装置等にも使用されている。前記内燃機関の吸気と排気を司る動弁は、従来、クランクシャフトにより駆動されているため、自在に吸気と排気のタイミングや開度を制御することはできなかった。
- 15      近年、代替エンジンとして期待されるLPG機関やCNG (Compression Natural Gas) 機関においては、特に高速回転時にノッキングが激しく、これを解決するためには、エンジンピストンの圧縮圧力を自在に制御する方法が有効で、これを実現するためには、吸気弁の開閉タイミングを自在に電氣的に制御する機構が必要となる。この機構
- 20      を採用すると、通常のカソリンエンジンやディーゼルエンジンでも幅広い回転数領域で吸気効率を向上でき燃費を向上できる。さらに、低速用と高速用とでは、弁の開口面積を変えて燃焼性能を変えることが要請され、この場合には、弁のリフト量を可変とすることも必要となる。

- 25      最近の一部高性能エンジンでは、カムシャフトを進角させたり遅角させて、弁の開閉タイミングを変えたり、低速用と高速用の2種類の形状のカムを備えバルブのカムへの乗換えにより開バルブ量を変化させる

ものもあるが、この場合には、段階的な制御のみが可能である。また、上記のようにカムを用いないカムレスエンジン用動弁としては、電磁式で作動する動弁や電磁式と油圧式とを組み合わせたタイプの動弁も提案されている。しかしながら、これらの方式は、寸法重量が過大となり  
 5 実用性が乏しい（例えば、特許文献 1 および 2 参照）。

さらに、カムレスであって比較的寸法重量が小さい方式として、電気信号により操作力の大きな油圧サーボ機構を作動させる内燃機関の動弁用の電気油圧サーボ機構も提案されている（例えば、特許文献 3 および非特許文献 1 参照）。

10 特許文献 3 の図 1 に開示された動弁駆動装置の構成の一例を図 1 1 に示す。ただし、図 1 1 においては、特許文献 3 に記載された部番を一部変更して示す。図 1 1 に示す装置は、特許文献 3 の記載によれば、下記のように作動する。

即ち、「エンジン内に入れてあるエンジン潤滑油溜め 1 2 のエンジン  
 15 潤滑用オイルを油圧ポンプ 1 1 により加圧して吸気と排気バルブ 1 a の頭部まで送油する。各々の電磁式ソレノイド 1 4 の動きにより吸気と排気バルブ 1 a 頭部の油圧作動ピストン 2 a を作動させ吸気と排気バルブ 1 a の開閉を行う。吸気と排気バルブ 1 a の開閉タイミング・開閉時間の決定はエンジン回転数・スロットル開度・負荷など基本条件の  
 20 エンジン等の各種センサー 7 a からの信号と現在のエンジンにも使用されている燃料制御用コントロールコンピューター 8 a の信号を吸気と排気バルブ開閉装置用コントロールコンピューター 6 a において総合判断して、特許文献 3 の表 1 に記載されたように、開閉タイミングと時間を決定し電磁式ソレノイド 1 4 により油圧力の開閉を行う。」なお、  
 25 図 1 1 において、3 a は油圧コントロールバルブ、5 a は電源用バッテリー、9 a は油圧蓄圧用アキュムレーター、1 0 a は圧力設定用リリー

フバルブ、13は制御用のリレーである。

非特許文献1に記載された動弁用の電気油圧サーボ機構は、本件出願の発明者によって提案されたもので、油圧ピストンと、2段型のサーボ弁（ノズルフラップ弁とスプール弁）と、ピストンの位置を電氣的に計測するための変位計とを備える構成を採用している。

ところで、前記特許文献3や非特許文献1に開示されたような従来の動弁用の電気油圧サーボ機構は、実用上、下記のような問題点があった。

前記従来装置の場合には、例えば、前記非特許文献1の場合、単純な油圧ピストンを用い、これに電氣的な位置センサ用の変位計を搭載し、さらに、制御に動力効率が高々33%と低い前記サーボ弁（2段型、ノズルフラップ弁とスプール弁）を用いていたため、サーボ機構の消費動力が大きく、かつ応答性の限界からエンジン回転数にして2000rpm程度までしか対応できなかった。さらに、電氣的センサの存在は、大きな振動と高い温度環境下での作動の信頼性に問題があり、この問題は、特に実用上のネックとなっていた。

さらにまた、内燃機関の動弁の開閉制御においては、振動やライフの観点から、弁閉鎖時の機械的衝撃ができる限り少ないことが望まれる。即ち、弁の着座速度が減速されるスムーズな着座制御が要請される。

[特許文献1]

特開平7-34833号公報（第3-5頁、図1）

[特許文献2]

特表平11-511828号公報（第11-12頁、図5、6）

[特許文献3]

特開平11-173125号公報（第2-4頁、図1、2）

[非特許文献1]

田中裕久著「油空圧のデジタル制御と応用」近代図書（株）出版、

昭和62年10月25日発行、第83～84頁

この発明は、上記の点に鑑みてなされたもので、この発明の課題は、カムレスかつセンサレスであって、消費動力の低減と応答速度の向上、並びにスムーズな着座速度制御を可能とした内燃機関の可変動弁装置  
5 および油圧アクチュエータを提供することにある。

#### 発明の開示

前述の課題を解決するために、この発明は、往復動油圧ピストンと油圧シリンダーと油圧源とを備え、前記油圧ピストンは、前記油圧シリン  
10 ダーの給油室側に対して制御室側が大きな受圧面積を有する油圧アクチュエータにおいて、前記油圧ピストンは、その外周部に、前記給油室側から制御室側に対して軸方向に連通してなり、かつ油圧ピストンの軸方向変位に応じて、前記軸方向の溝断面積が変化するスロットを備え、さらに前記制御室は油圧開放制御弁を備えるものとする（請求の範囲第  
15 1項の発明）。

前記構成によれば、詳細は後述するように、油圧ピストンの軸方向変位に応じた油量が前記スロットを通じて流れ、油圧開放制御弁の排出する油流量に応じて、油圧ピストンの位置が自在に制御可能となる。即ち、前記スロットは、位置センサがなくとも、位置フィードバックスロット  
20 として機能し、また、前記油圧開放制御弁は、位置決めのパイロット弁として機能する。

前記請求の範囲第1項の発明における油圧開放制御弁の実施態様としては、単純なオンオフのみの電磁開閉制御弁とすること（請求の範囲第2項の発明）もできるし、また、後述するバルブリフト量の可変制御  
25 に関連して、電気油圧比例制御弁とすること（請求の範囲第3項の発明）もできる。いずれにしても、前記実施態様によれば、油圧ピストンの位

置が電気信号により自在に制御可能となる。

次に、前記油圧アクチュエータを内燃機関の可変動弁装置に適用した発明としては、下記請求の範囲第4項ないし第7項の発明が好ましい。即ち、内燃機関に吸気する吸気弁または燃焼ガスを排気する排気弁等の動弁の開閉を、カップリングおよび動弁用ばねを介して、油圧アクチュエータにより行ない、かつ、前記動弁の開閉タイミング、開閉時間を可変制御する内燃機関の可変動弁装置において、前記油圧アクチュエータとして、前記請求の範囲第1項または第2項に記載の油圧アクチュエータを用い、前記油圧開放制御弁の制御により、前記動弁の可変制御を行なう構成を備えるものとする（請求の範囲第4項の発明）。この構成によれば、カムレスで、かつセンサレスであって、従来装置に比較して消費動力の低減と応答速度の向上が図られた、前記動弁の可変制御が可能となる。

また前記動弁の可変制御として、前記動弁の開閉タイミング、開閉時間に加えて、さらに弁のリフト量の可変制御を追加する必要がある場合には、下記請求の範囲第5項の発明が好ましい。即ち、内燃機関に吸気する吸気弁または燃焼ガスを排気する排気弁等の動弁の開閉を、カップリングおよび動弁用ばねを介して、油圧アクチュエータにより行ない、かつ、前記動弁の開閉タイミング、開閉時間およびリフト量を可変制御する内燃機関の可変動弁装置において、前記油圧アクチュエータとして、前記請求の範囲第3項に記載の油圧アクチュエータを用い、前記油圧開放制御弁の制御により、前記動弁の可変制御を行なう構成を備えるものとする（請求の範囲第5項の発明）。

さらにまた、前記請求の範囲第4項または第5項に記載の可変動弁装置において、前記油圧ピストンが前記動弁が閉じる方向に変位するに従って、前記スロットは、その軸方向の溝断面積が漸次減少する構成を備

えるものとする（請求の範囲第6項の発明）。これにより、弁の着座速度が減速緩和され、スムーズな着座制御が可能となる。詳細は後述する。

また、前記請求の範囲第6項に記載の可変動弁装置において、前記スロットの溝断面積が漸次減少する構成は、溝幅一定でかつ溝深さを漸次  
5 変化させる構成とする（請求の範囲第7項の発明）。これにより、スロットの構成がシンプルとなり、前記スロットを備えた油圧ピストンの製作が容易となる。

さらに、前記可変動弁装置の制御方法の発明としては、下記請求の範囲第8項の発明が好ましい。即ち、前記請求の範囲第4項または第5項  
10 に記載の可変動弁装置の制御方法において、前記動弁の開動作の際に、前記油圧開放制御弁を開から閉とした後、再度、油圧開放制御弁の開閉動作を少なくとも1回行うことにより、前記動弁を閉じる制御を行うこととする（請求の範囲第8項の発明）。これにより、詳細は後述するが、  
15 動弁の着座速度をさらに緩やかにした減速着座制御が可能となり、弁動作のより一層の低騒音化を図ることができる。

#### 図面の簡単な説明

図1は、この発明の内燃機関の可変動弁装置および油圧アクチュエータの作動原理を説明する模式的構成図

20 図2は、図1におけるフィードバックスロットの溝幅を著しく拡大して示す油圧ピストンの実施例の部分図

図3は、図2とは異なる油圧ピストンの実施例の部分図

図4は、パイロット弁開度に対するピストン変位の伝達関数のブロック線図

25 図5は、この発明の油圧アクチュエータのボンドグラフモデル線図

図6は、動弁変位の試験結果とシミュレーション結果を示す図



図 7 は、フィードバックスロットの流量係数を低下した条件で解析した動弁変位のシミュレーション結果の一例を示す図

図 8 は、動弁の応答性に及ぼす動弁質量の影響のシミュレーション結果を示す図

5 図 9 は、弁のリフト量の可変制御に関する実験結果を示す図

図 10 は、2 パルス着座制御を行った場合の動弁変位のシミュレーション結果の一例を示す図

図 11 は、特許文献 3 に開示された動弁駆動装置の構成の一例を示す図

10 (符号の説明)

1 動弁

2, 2 a, 2 b 油圧ピストン

3 油圧シリンダ

4, 4 a, 4 b フィードバックスロット

15 5 パイロット弁

6 ばね

7 カップリング

8 油圧ポンプ

9 アキュムレータ

20 10 ドレーン

20 油圧アクチュエータ

21 給油室

22 制御室

30 内燃機関のシリンダヘッド

25

発明を実施するための最良の形態

図面に基づき、本発明の実施の形態及び実施例について以下に述べる。

図1は、この発明の内燃機関の可変動弁装置および油圧アクチュエータの作動原理を説明する模式的構成図であり、図2は、図1におけるフィードバックスロットの溝幅を、説明の便宜上、著しく拡大して示す油  
5 圧ピストンの実施例の部分図を示し、図3は、図2とは異なる油圧ピストンの実施例の部分図を示す。

図1において、1は動弁（エンジン吸気、排気制御を行う主要な弁）、2は油圧ピストン（前記動弁1を作動する油圧ピストン）、3は油圧シリンダ（油圧ピストン2と嵌合するシリンダ）、4はフィードバックス  
10 ロット（ピストン変位に応じて油流量を制御する流路）、5はパイロット弁（フィードバックスロットから流れ出る流量を制御する電磁開閉弁または比例弁）、6は動弁用のばね（非作動時に動弁を内燃機関のシリンダヘッド30に確実に閉鎖するためのばね）、7はカップリング（動弁1と油圧ピストン2とを結合する機械要素）、8は油圧ポンプ（油圧  
15 ピストン2を動かすために高圧の油を供給する油圧ポンプ）、9はアキュムレータ（油圧ピストン2が作動時に油圧の圧力が低下または脈動しないようにする平滑用の油圧機器）である。

なお、図1において、10は油のドレーンである。また、20は前記油圧ピストン2や油圧シリンダ3およびその他前記周辺機器（4、5、  
20 8、9、10等）からなる油圧アクチュエータ、21は給油室、22は制御室を示す。

前記フィードバックスロット4は、例えば、図2（a）～（c）に示すような構成を有している（なお、図2（d）や図3の変形例については後述する）。図2（b）は図2（a）のA-A断面図であって図1に  
25 示すものと同等の部分図、図2（c）は図2（b）のB-B断面図を示す。図2（a）～（c）に示すように、前記フィードバックスロット4

は、油圧ピストン 2 が動弁が閉じる方向に変位するに従って、その軸方向の溝断面積が漸次比例的に減少する矩形状の溝を備え、溝幅一定でかつ溝深さを傾斜角  $\theta$  によって漸次変化する構成を備える。前記傾斜角  $\theta$  を備える溝の給油室 21 側には、傾斜角を有しない連通用のストレート溝部を備える。

なお、図 2 における溝幅は、説明の便宜上、実際より著しく拡大して示している。また、力学的バランスの観点からは、溝は軸対象に 2 箇所分散して設けることが望ましいが、溝幅を僅小とする場合には、図示のように 1 箇所でもよい。

次に、図 1 に示す可変動弁装置および油圧アクチュエータの作動原理について述べる。油圧ピストンは、図示のように、給油室 21 側（受圧面積  $A_s$ ）に対して制御室 22 側（受圧面積  $A_c$ ）が大きな受圧面積をもつ異型のピストン（例えば、 $A_c / A_s = 1.2$ ）で、さらに、前述のように、給油室側からピストン変位に応じて開口面積を可変とするフィードバックスロット 4 を備える。

動弁 1 を閉じる動作は、パイロット弁 5 を閉じ、パイロット弁通過流量  $Q_p = 0$  とする。フィードバックスロット 4 は動弁 1 が閉じた状態でも、わずかに開くように設定してあるので、これにより、制御室 22 側の油圧  $P_c$  は、油圧ポンプ 8 により給油室 21 に供給される高圧の油圧圧力  $P_s$  と同じになり、面積の大小関係から、油圧ピストン 2 は上向き（動弁を閉じる向き）に働き、強い力（ $F = P_s (A_s - A_c) < 0$ ）で動弁を閉じる状態を保つ。

次に動弁を開く動作は、パイロット弁 5 を開き、 $Q_p$  を流すと、制御室 22 の圧力  $P_c$  が低下し、油圧ピストン 2 には下向きの力（ $F = A_s P_s - A_c P_c > 0$ ）が働き、油圧ピストン 2 は下方に動く。下方に動くと、変位に比例した流量  $Q_c$  がピストンのフィードバックスロット 4

より制御室に流れ込み、パイロット流量 $Q_p$ とバランスする点（ $Q_c = Q_p$ ）で、ピストンは停止する。このときの制御室22の圧力 $P_c$ は、油圧ピストン2の前記面積差と動弁1についているばね6のばね力により一義的に定まる圧力となり、油圧ピストン2を位置制御する。

- 5 前記油圧ピストン2の変位は、パイロット弁5の開口面積で一義的に定まるので、パイロット弁5として、電気信号で可変に開く比例弁を用いれば、動弁の開度、即ち、弁のリフト量は電気信号により自在に制御できることになる。

前記動作の理論的説明および実験結果の一例に関しては、後に詳述するが、その前に、図2（d）や図3に示すフィードバックスロットの変形例（4a, 4b）について、以下に述べる。図2（d）の変形例は、前記図2（b）に示した傾斜角 $\theta$ を有する溝底面の直線的勾配を、曲線的勾配を有するものとした例を示す。また、図3は、スロットの軸方向溝断面積の変化を、溝深さ一定で、溝幅可変とした変形例であって、図  
10 3（a）に示す角度 $\beta$ によって可変とするものである。なお、図3（b）は、図3（a）のC-C断面を示す。これらの変形例によっても、前記図2（a）～（c）に示す実施例と同様の作用効果が得られるが、図2（a）～（c）に示す溝の場合には溝形状がシンプルであり、例えばミ  
15 ル加工により、容易に加工できる利点がある。

- 20 次に、図1に示す装置の動作の理論的説明および実験結果の一例について述べる。なお、動作解析の数式等において示す各種記号は、以下のとおりである。

$A_c$ ：制御室側受圧面積

$A_p$ ：パイロット弁開口面積

25  $A_s$ ：給油室側受圧面積

$\alpha_x$ ：フィードバックスロット傾斜

b : 主弁減衰比

Cdc : 流量係数 (フィードバックスロット)

Cdp : 流量係数 (パイロット弁)

K : 作動流体の体積弾性係数

5  $k_s$  : バルブスプリングのばね定数

m : 動弁可動質量

Pc : 制御室圧力

Ps : 供給圧力

Qc : フィードバックスロット通過流量

10  $Q_p$  : パイロット弁通過流量

Qs : 供給流量

V : 制御室体積

Wc : フィードバックスロット幅

x : 動弁変位

15  $x_1$  : アンダーラップ量

$x_p$  : パイロット弁開度

$\rho$  : 作動流体の密度

まず、パイロット弁開度  $x_p$  に対する動弁変位  $x$  の制御特性を調べる。

動弁 1 の運動方程式は、下記 [数 1] に示すとおりである。

20 [数 1]

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + k_s x = A_s P_s - A_c P_c - F_d$$

ここで、 $F_d$  はシリンダ内圧によりピストンを押し上げようとする外力とする。

次に、パイロット弁通過流量  $Q_p$  は、次式 [数 2] で表わされる。

[数 2]

$$Q_p = C_{dp} A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} P_c}$$

ピストンのフィードバックスロット 4 は、変位に対して比例的に深くなるものとし、その傾きを  $a_x$  ( $a_x = \tan \theta$ ) とし、溝幅を  $W_c$  とおくと、  
5 その流路面積  $S_x$  は、次式 [数 3] のようになる。

[数 3]

$$S_x = a_x W_c (x + x_l) \cos \theta$$

これを用いて、溝からの流量  $Q_c$  は、次式 [数 4] で与えられる。

[数 4]

$$Q_c = C_{dc} S_x \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_c)}$$

10

制御室 2 2 における流量の連続の式は、下記 [数 5] のとおりである。

[数 5]

$$Q_c - Q_p + A_c \frac{dx}{dt} = \frac{V_c}{K} \frac{dP_c}{dt}$$

上記の流量の式を線形表示すると、下記 [数 6] および [数 7] と表  
15 すことができる。

[数 6]

$$Q_p = k_{qp} x_p + k_{cp} P_c$$

[数 7]

$$Q_c = k_{qc}x - k_{cc}P_c$$

この関係を、前記 [数 5] に代入すると、下記 [数 8] が得られる。

[数 8]

$$k_{qc}x - k_{cc}P_c - k_{qp}x_p - k_{cp}P_c + A_c \frac{dx}{dt} = \frac{V}{K} \frac{dP_c}{dt}$$

5

この [数 8] のラプラス変換式は、次式 [数 9] となる。

[数 9]

$$(k_{cc} + k_{cp} + \frac{V}{K}s)P_c = (k_{qc} + A_cs)x - k_{qp}x_p$$

一方、ピストンの運動方程式のラプラス変換式は、供給圧力一定の下

10 では、下記 [数 10] のとおりである。

[数 10]

$$(ms^2 + bs + k_s)x = -A_cP_c - F_d$$

パイロット弁開度  $x_p$  に対するピストン変位  $x$  の、伝達関数のブロック  
線図は、図 4 で表される。ここで、各係数を以下 [数 11] のように置

15 き換えた。

[数 11]

$$k_{ce} = k_{cc} + k_{cp}, \quad \omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m}}, \quad \zeta_s = \frac{b}{2\sqrt{mk_s}}$$

このシステムの安定限界は、次式 [数 12] で表わすことができる。

[数 1 2]

$$4\zeta_s^2 + \frac{2\zeta_s \left| \alpha + \omega_s^2 T_v (T_c + \alpha T_v) \right|}{\alpha \omega_s T_v} + \frac{1}{\alpha} \left( \frac{T_c}{T_v} - 1 \right) > 0$$

ここで、 $\alpha = k_s k_{ce} / k_{qc} A_c$ ,  $T_v = V / K k_{ce}$ ,  $T_c = A_c / k_{qc}$  を表す。

前式 [数 1 2] を、ピストンの減衰比  $\zeta_s$  に関して解くと、下記 [数  
5 1 3] となる。

[数 1 3]

$$\zeta_s > \frac{1}{4} \left\{ -A + \sqrt{A^2 - 4 \frac{1}{\alpha} \left( \frac{T_c}{T_v} - 1 \right)} \right\}$$

ただし、上式における A は次式 [数 1 4] と置いた。

[数 1 4]

$$A = \frac{1 + \omega_s^2 T_c (T_c + \alpha T_v)}{\omega_s T_c}$$

10

本アクチュエータの設計値を各項に代入し、 $T_v$ ,  $T_c$  を求めるとそれぞれ、 $T_v = 1.31 \times 10^{-9}$ ,  $T_c = 5.56 \times 10^{-3}$  となる。従って、 $T_c / T_v > 1$  となり、式 [数 1 3] の平方根部は A よりも小さくなる  
15 以上で、いかなる常識的な値であってもこの系は安定であると言える。

電子油圧駆動による動弁は、前述のように、その消費動力の低減と応答性、着座速度の制御性が課題となる。そこで、本アクチュエータのステップ応答と、過渡的に要求される油圧動力をボンドグラフにより解析を行なった。

20

ボンドグラフとは、流体抵抗・タンク・流体の慣性からなる流体系や、



抵抗・コンデンサ・インダクタなどからなる電気回路や、剛体・バネ・ダンパなどから構成される力学系等が、構成要素がエネルギーの流れによって結合されているシステムという共通の視点で捉えられることに注目したシステムのグラフ（線図）表現である。マサチューセッツ工科大学の Henry M. Paynter によって提案されたもので、要素におけるエネルギーの出入口を「ポート」と呼び、ポート間のエネルギーの伝達経路を「ボンド」と呼ぶ線分で表し、エネルギーの流れの合流、分岐を「1 接点」、「0 接点」という記号で表す。

一般に、多くの要素から構成されるシステムの全体としての挙動は、個々の要素の固有の性質とそれらの要素の結合形態との相乗効果として現れるものである。ボンドグラフは、上述のように、システムの物理的特徴をうまく捉えたものなので、対象とするシステムをボンドグラフで表現するのは容易であり、ボンドグラフによれば、要素の特性と結合形態が視覚に訴えてわかりやすい形で表現されるので、システムの構成を理解し、その挙動を解析するのに有効である。

さらに、専用のソフトウェアにより、ボンドグラフを直接入力して、システムの挙動のシミュレーションを実行できるようになっている。本アクチュエータのボンドグラフモデルは、図 5 で表わされる。

ボンドグラフ解析に基づいて作製したプロトタイプの、動弁変位の試験結果を図 6 の①のカーブで示すが、ボンドグラフ解析したシミュレーション結果も併記し、②のカーブで示す。図 6 において、縦軸は動弁変位  $x$  (mm) を、横軸は時間 (ms) を示す。図 6 の試験条件は  $P_s = 14$  MPa, 繰り返し周波数を 6 Hz とした。動弁は全閉 ( $x = 0$  mm) 状態から全開 ( $x = -12$  mm) し、減速着座しながら、ばね力と油圧力で密閉している。この減速着座により着座音は殆どしない。

図 6 の結果によれば、応答時間は 20 ms と少々遅いが、その理由は、

動弁、ピストン、結合器を合わせた全質量が 430 g と重いこと、高速電磁弁の電流の立ち上がりに 5 ms 程度の遅れがあることなどによるものと考えられ、これは、動弁系の軽量化とドライバの改良により改善することができる。また、図 6 によれば、実験値①と解析値②とは、ほとんど一致しており、ボンドグラフによるシミュレーション解析と実際との良好な整合性が確認された。

次に、図 7 について述べる。図 7 は、図 6 の実験値に対して、フィードバックスロットの流量を理論的に表す「流量係数」に関する考察を行ったもので、フィードバックスロットの流量係数を低下した条件により解析した動弁変位のシミュレーション結果の一例を示す。

前記図 6 の動弁の着座時の挙動に着目すると、図 6 の実験値①と解析値②とでは、若干のずれがあり、実験値①の場合、 $x = -0.5 \text{ mm}$  付近で動弁に強い減速効果が現れている。この理由は、着座付近でのフィードバックスロットの開口面積の低下により、流量係数が低下しているためと考えられる。図 7 は、 $x = -0.5 \text{ mm}$  で流量係数を 0.7 から 0.2 に減少させて計算した場合の、ボンドグラフ解析結果を示すが、図 6 の実験値と図 7 の解析値とは、比較的よく一致している。

次に、図 8 について述べる。図 8 は、パイロット弁を開閉シグナルで示すようにステップ状に開閉した時の動弁の応答性に及ぼす動弁質量  $m$  の影響を調べた結果を示す。図 8 においても、縦軸は動弁変位  $x$  (mm) を、横軸は時間 (ms) を示す。 $x = 0 \text{ mm}$  が弁全閉状態を表す。動弁の可動質量は、① 430 g、② 300 g、③ 200 g の 3 種類とし、これらのシミュレーション結果を比較して図 8 に示す。

図 8 によれば、動弁の可動質量を 430 g から 200 g に低減すると、動弁の開口時、閉鎖時ともに 5 msec 程度の高速度が可能であることが分かる。また、着座時の挙動を見ると、油圧ピストンのフィードバック

スロットに設けた傾斜により、制御室への流路が縮小し、動弁に減速効果が現れ、滑らかに着座する様子が、図8の結果からも見られる。

次に、図9について述べる。図9は、弁のリフト量の可変制御に関する実験結果を示す図である。本アクチュエータは、前述のように、流体位置制御機能を持っているため、バルブリフト量を可変とするためには、圧力を変える必要がある。そこで、図9は、供給圧力を10MPaから14MPaまで段階的（⑤～①）に増加した際の実験結果を示す。

図9によれば、⑤の6・8mm（10MPa）から①の12mm（14MPa）まで、動弁最大変位がほぼ比例的に大きくなっており、このことから、バルブリフト量の可変制御は圧力により行なえることが分かる。従って、前述のように、図1における油圧開放制御弁としてのパイロット弁5として、電気油圧比例制御弁を用いることにより、バルブリフト量の可変制御を行なうことができる。なお、制御油圧が大きい場合には、制御弁の弁座付近の流速増大に伴う負圧の発生による弁の開動作不能の問題が生ずるので、電気油圧比例制御弁としては、負圧を補償するための油流入口を備えた公知の比例制御弁を用いることが望ましい。

次に、図10について述べる。図10は、前記請求の範囲第8項の発明に係る制御方法、即ち、「2パルス着座制御」と呼称する着座制御方法を行った場合の動弁変位のシミュレーション結果の一例を示す。

図10に示すように、動弁の開動作の際に、油圧開放制御弁を開から閉とした後、再度、油圧開放制御弁の開閉動作（図10において、32ms付近のステップ状の二次制御パルスにより開閉動作）を行って、前記動弁を閉じる制御を行うことにより、動弁の着座速度を0.1mm/sとすることができる。上記のような着座制御を行うことは、制御の複雑化をまねくが、動弁の着座速度をより減速し、かつ弁動作の低騒音化を図ることができる点で、極めて有効となる。

なお、上記のような着座制御を安定して行うためには、動弁の変位を検出し、これに基づき前記二次制御パルスを、適時のタイミングで出力する必要があるが、予め、実験的に出力タイミングを定め、変位計を設けないようにすることが望ましい。

5

#### 産業上の利用可能性

上記のとおり、この発明によれば、往復動油圧ピストンと油圧シリンダーと油圧源とを備え、前記油圧ピストンは、前記油圧シリンダーの給油室側に対して制御室側が大きな受圧面積を有する油圧アクチュエータにおいて、前記油圧ピストンは、その外周部に、前記給油室側から制  
10 御室側に対して軸方向に連通してなり、かつ油圧ピストンの軸方向変位に応じて、前記軸方向の溝断面積が変化するスロットを備え、さらに前記制御室は油圧開放制御弁を備えるものとし、

また、前記油圧アクチュエータを内燃機関の可変動弁装置に適用した  
15 発明としては、内燃機関に吸気する吸気弁または燃焼ガスを排気する排気弁等の動弁の開閉を、カップリングおよび動弁用ばねを介して、油圧アクチュエータにより行ない、かつ、前記動弁の開閉タイミング、開閉時間を可変制御する内燃機関の可変動弁装置において、前記の油圧アクチュエータを用いて、前記油圧開放制御弁の制御により、前記動弁の可  
20 変制御を行なう構成を備えるものとしたので、

カムレスかつセンサレスであって、消費動力の低減と応答速度の向上を図った内燃機関の可変動弁装置および油圧アクチュエータを提供することができる。

さらに、前記油圧開放制御弁として、電気油圧比例制御弁を用いるこ  
25 とにより、前記動弁の開閉タイミング、開閉時間に加えて、さらに弁のリフト量の可変制御を追加した動弁の可変制御が可能となる。

さらにまた、前記スロットを、油圧ピストンが動弁が閉じる方向に変位するに従って、その軸方向の溝断面積が漸次減少する構成を備えるものとしたことにより、弁の着座速度が減速緩和され、スムーズな着座制御が可能となる。また、前記２パルス着座制御方法を採用すれば、着座

5 速度がより減速され、弁動作の低騒音化を図ることができる。

上記本件発明の構成を内燃機関、特に前記ＬＰＧ機関やＣＮＧ機関に適用した場合、高速、高負荷動作点で現行の機械カムエンジンではノッキングが激しく、実用できなかった問題があったが、吸気動弁の開閉タイミングを自在に制御できるので、圧縮比を自由に制御でき、前記問題

10 が解決される。また、現行のガソリンエンジンや、ディーゼルエンジンでも、吸気効率が向上するので、燃費が５－１０％向上するものと推測され、さらに、本件油圧アクチュエータは、工作機械等の一般産業用への適用も期待できる。

## 請求の範囲

1. 往復動油圧ピストンと油圧シリンダーと油圧源とを備え、前記油圧  
ピストンは、前記油圧シリンダーの給油室側に対して制御室側が大きな  
5 受圧面積を有する油圧アクチュエータにおいて、

前記油圧ピストンは、その外周部に、前記給油室側から制御室側に対  
して軸方向に連通してなり、かつ油圧ピストンの軸方向変位に応じて、  
前記軸方向の溝断面積が変化するスロットを備え、さらに前記制御室は  
油圧開放制御弁を備えることを特徴とする油圧アクチュエータ。

10

2. 請求の範囲第1項に記載の油圧アクチュエータにおいて、前記油圧  
開放制御弁は、電磁開閉制御弁とすることを特徴とする油圧アクチュエ  
ータ。

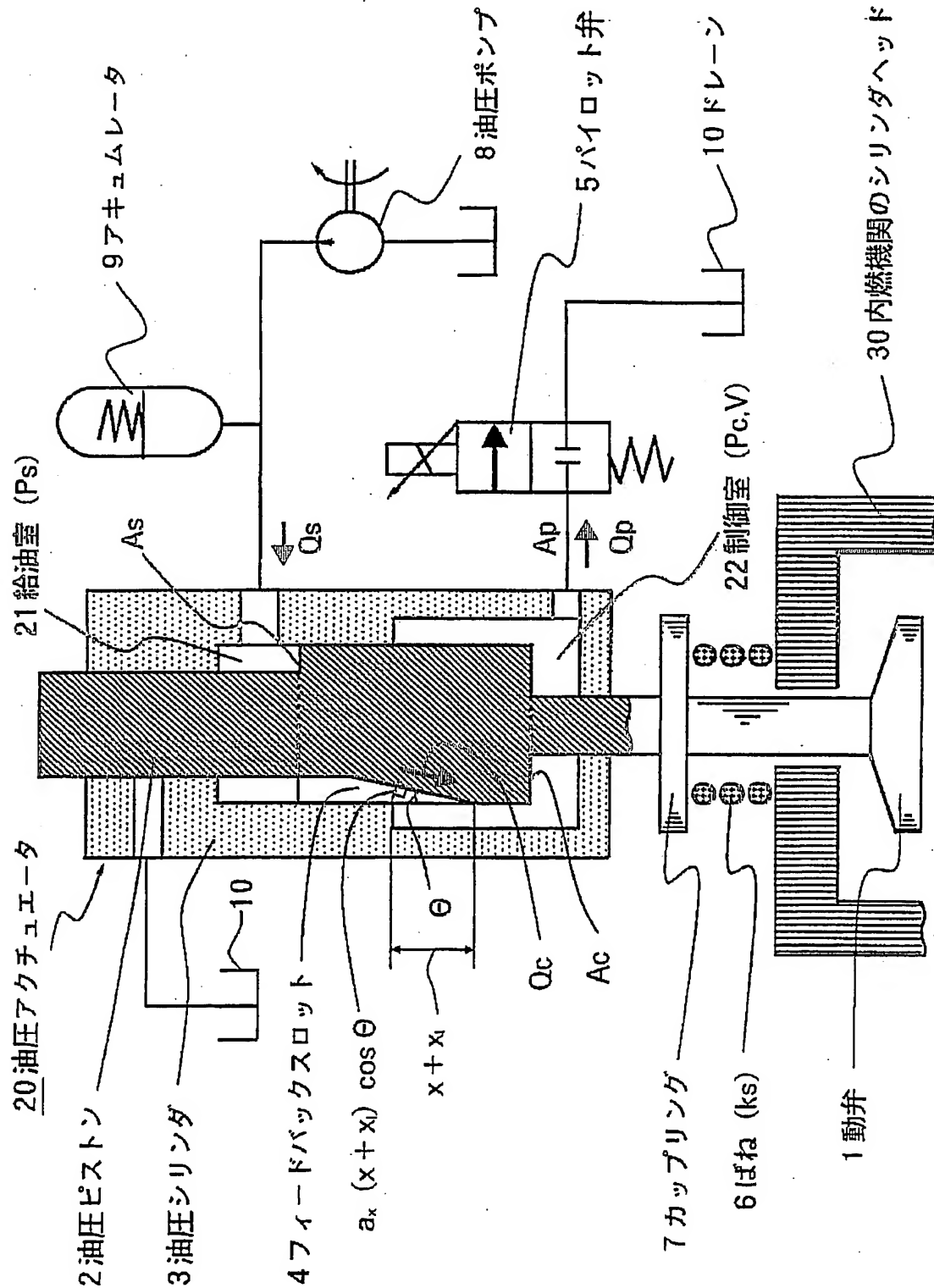
- 15 3. 請求の範囲第1項に記載の油圧アクチュエータにおいて、前記油圧  
開放制御弁は、電気油圧比例制御弁とすることを特徴とする油圧アクチ  
ュエータ。

4. 内燃機関に吸気する吸気弁または燃焼ガスを排気する排気弁等の動  
20 弁の開閉を、カップリングおよび動弁用ばねを介して、油圧アクチュエ  
ータにより行ない、かつ、前記動弁の開閉タイミング、開閉時間を可変  
制御する内燃機関の可変動弁装置において、前記油圧アクチュエータと  
して、前記請求の範囲第1項または第2項に記載の油圧アクチュエータ  
を用い、前記油圧開放制御弁の制御により、前記動弁の可変制御を行な  
25 う構成を備えることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

5. 内燃機関に吸気する吸気弁または燃焼ガスを排気する排気弁等の動弁の開閉を、カップリングおよび動弁用ばねを介して、油圧アクチュエータにより行ない、かつ、前記動弁の開閉タイミング、開閉時間およびリフト量を可変制御する内燃機関の可変動弁装置において、前記油圧アクチュエータとして、前記請求の範囲第3項に記載の油圧アクチュエータを用い、前記油圧開放制御弁の制御により、前記動弁の可変制御を行なう構成を備えることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。
6. 請求の範囲第4項または第5項に記載の可変動弁装置において、前記油圧ピストンが前記動弁が閉じる方向に変位するに従って、前記スロットは、その軸方向の溝断面積が漸次減少する構成を備えることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。
7. 請求の範囲第6項に記載の可変動弁装置において、前記スロットの溝断面積が漸次減少する構成は、溝幅一定でかつ溝深さを漸次変化させる構成とすることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。
8. 請求の範囲第4項または第5項に記載の可変動弁装置の制御方法において、前記動弁の閉動作の際に、前記油圧開放制御弁を開から閉とした後、再度、油圧開放制御弁の開閉動作を少なくとも1回行うことにより、前記動弁を閉じる制御を行うことを特徴とする可変動弁装置の制御方法。

1/7

図 1





2/7

FIG 2

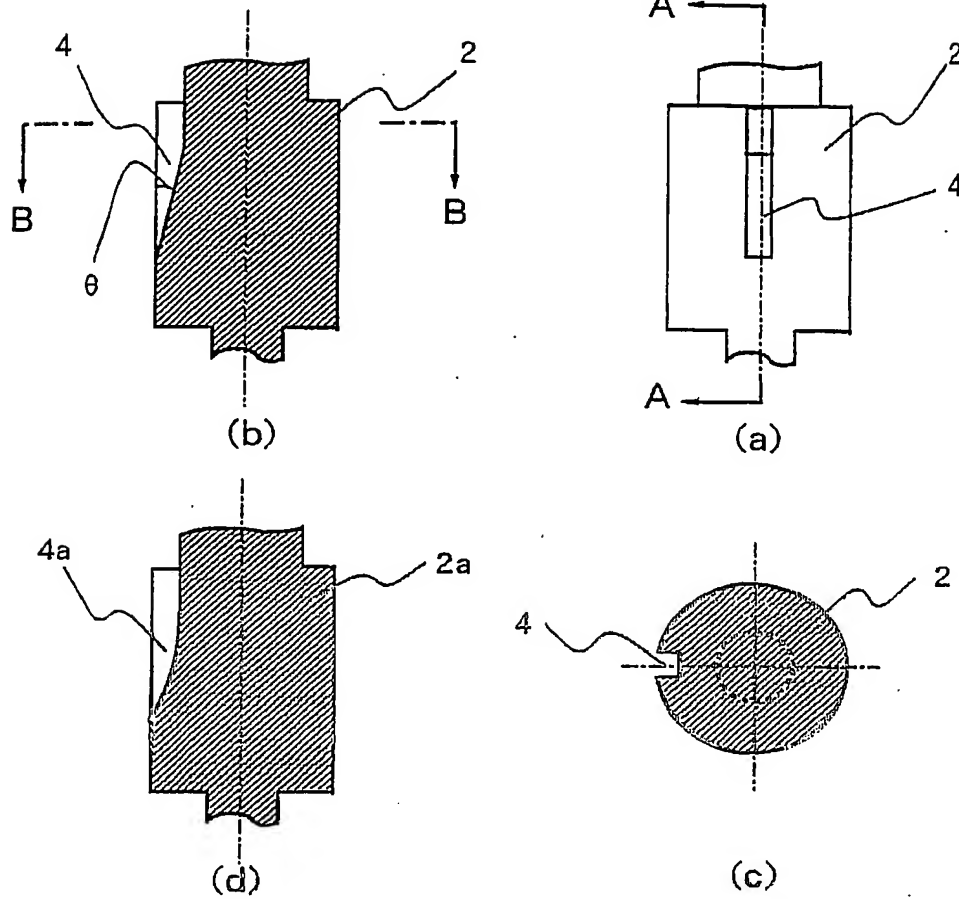
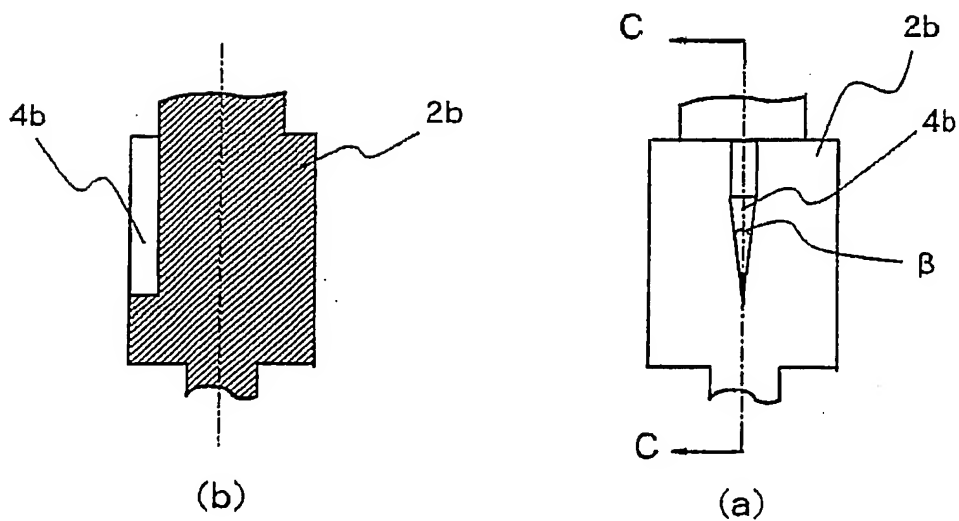
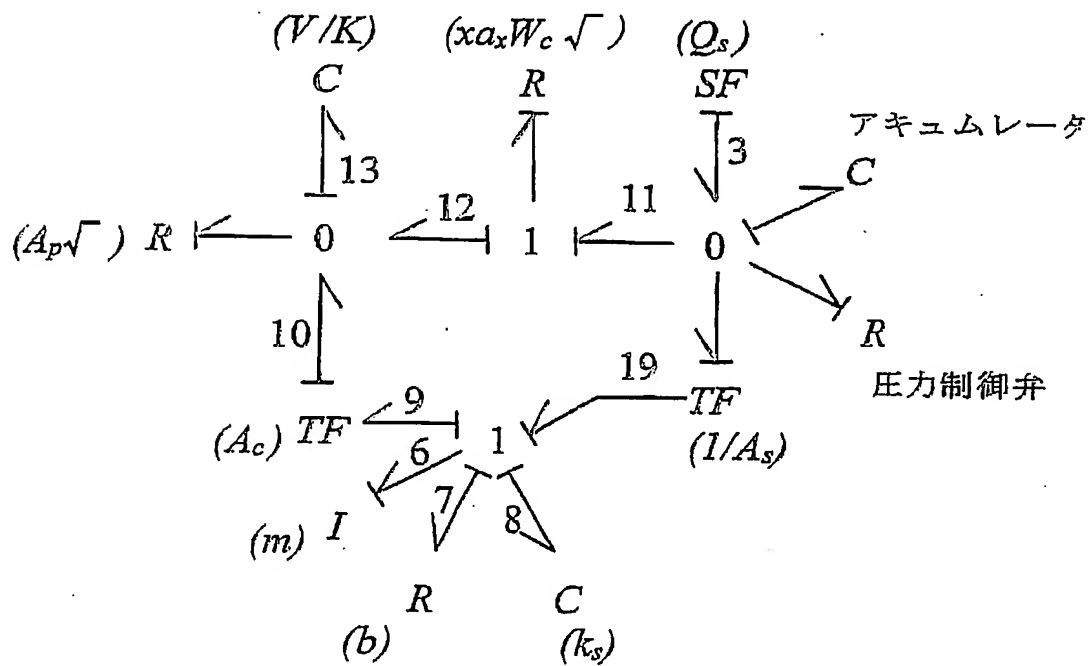
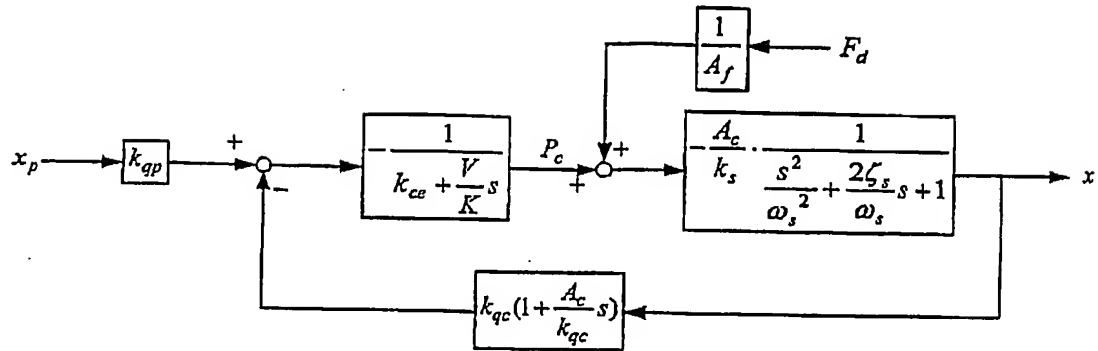


FIG 3





4/7

図 6

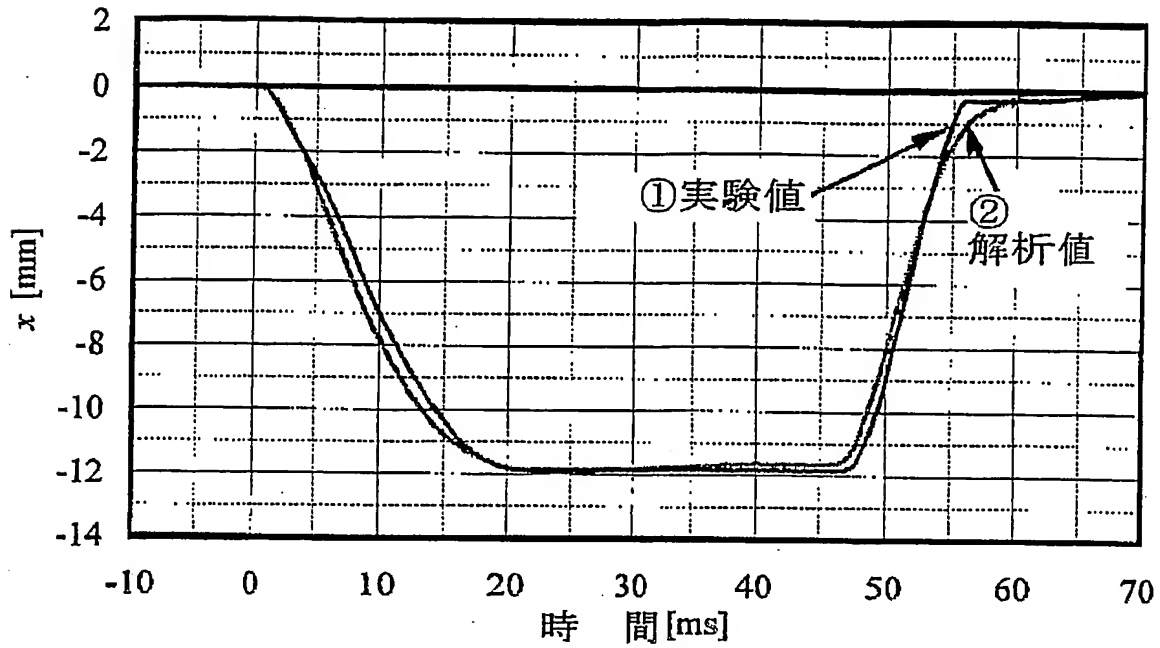
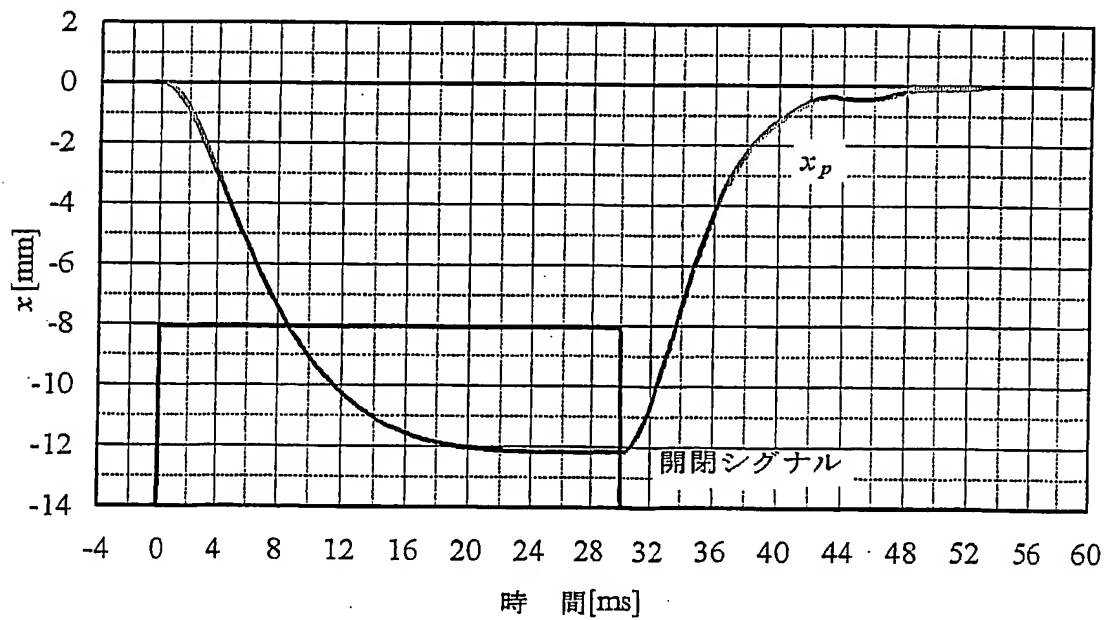


図 7



5/7

図 8

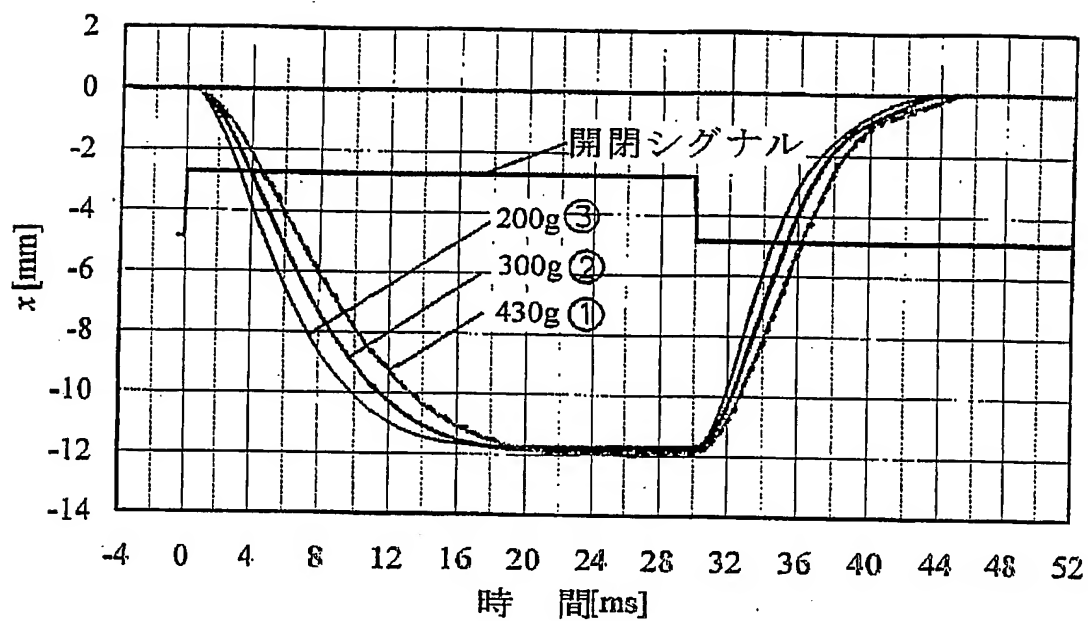


図 9

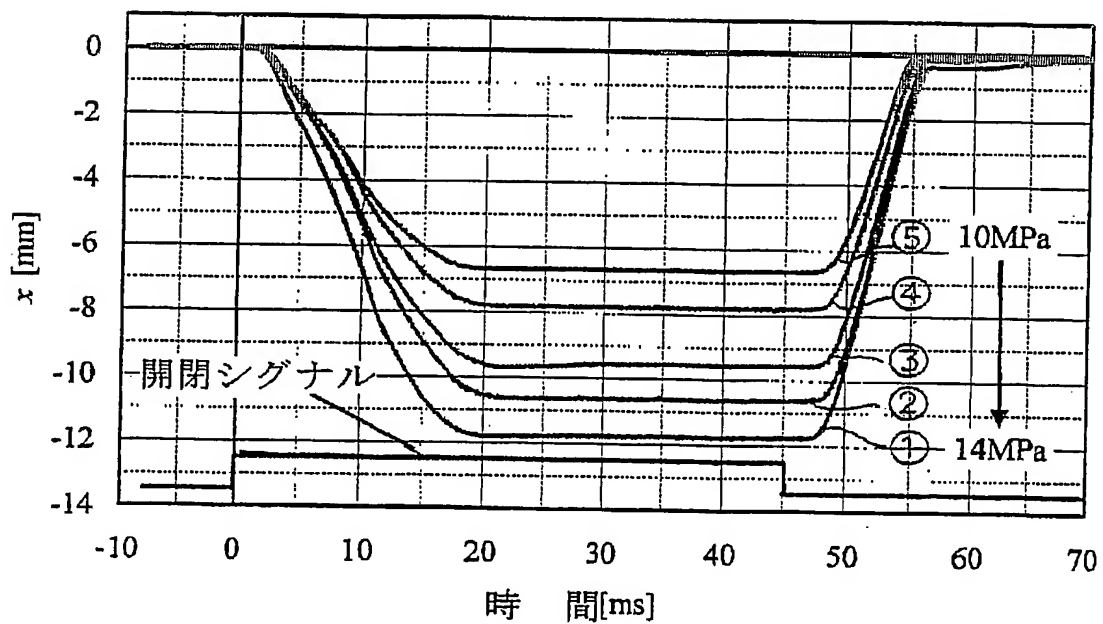


図 10

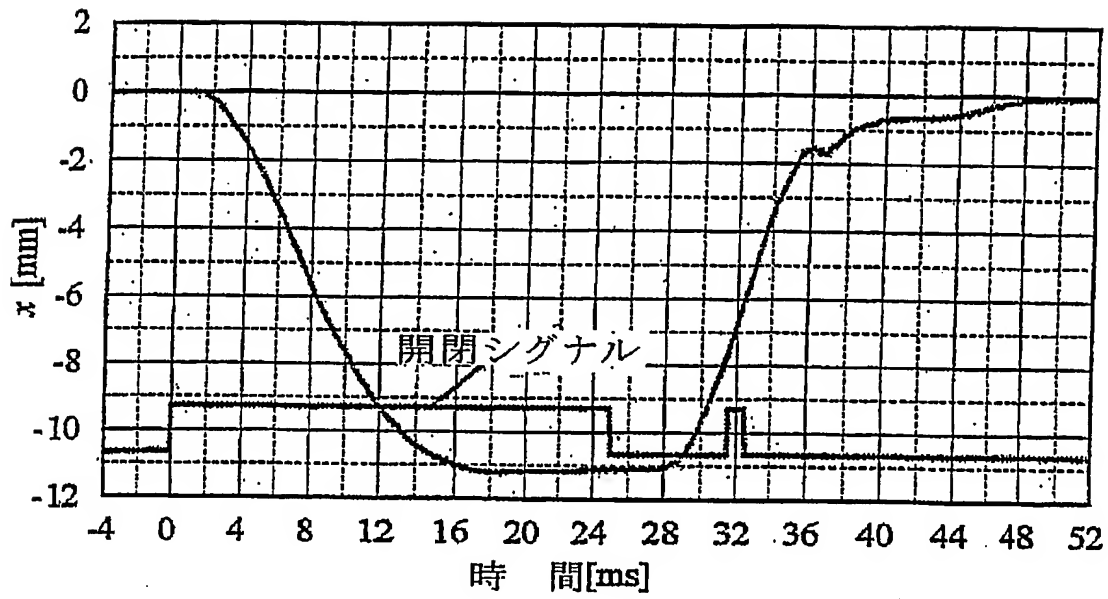
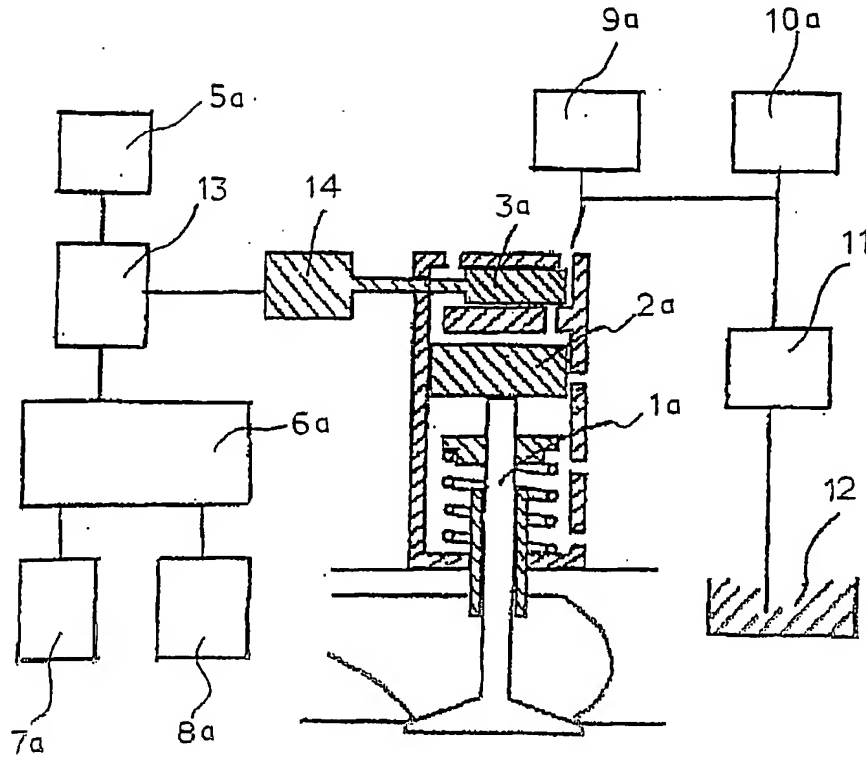


図 1 1



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JPO3/16035

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl<sup>7</sup> F15B15/14, F01L9/02, F02D13/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl<sup>7</sup> F15B15/14, F01L9/02, F02D13/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2004	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 0738826 A1 (NEW SULZER DIESEL AG.), 23 October, 1996 (23.10.96), Full text & CN 1144299 A & JP 8-284905 A	1-8
A	EP 0849439 A1 (EATON CORP.), 24 June, 1998 (24.06.98), Full text & US 5682846 A & JP 10-184325 A	1-8
A	WO 01/075278 A1 (INNOGY PLC.), 11 October, 2001 (11.10.01), Full text & US 2003-168618 A1 & JP 2003-529707 T & AU 4434301 A	1-8

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.
 ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search  
14 January, 2004 (14.01.04)Date of mailing of the international search report  
27 January, 2004 (27.01.04)Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/16035

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 1270881 A1 (VISTEON GLOBAL TECH. INC.), 02 January, 2003 (02.01.03), Full text & US 2002-184996 A1 & JP 2003-035114 A	1-8
A	JP 7-049011 A (Nippon Soken, Inc.), 21 February, 1995 (21.02.95), Full text (Family: none)	1-8
A	US 5595148 A (DAIMLER BENZ AG.), 21 January, 1997 (21.01.97), Full text & GB 2297124 A & FR 2729731 A1	1-8
A	JP 58-170809 A (Toyota Motor Corp.), 07 October, 1983 (07.10.83), Full text (Family: none)	1-8
A	JP 60-040711 A (Yanmar Diesel Engine Co., Ltd.), 04 March, 1985 (04.03.85), Full text (Family: none)	1-8
A	JP 49-035767 A (Toyooki Kogyo Co., Ltd.), 02 April, 1974 (02.04.74), Full text (Family: none)	1-8
A	JP 11-351207 A (Kabushiki Kaisha Robutekkusu), 24 December, 1999 (24.12.99), Full text (Family: none)	1-8
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 46216/1988 (Laid-open No. 149504/1989) (Toyota Motor Corp.), 17 October, 1989 (17.10.89), Full text (Family: none)	1-8